



## Beschreibung

### Technisches Gebiet

Die Erfindung betrifft die Abgasturbine eines mit einer Brennkraftmaschine verbundenen Abgasturboladers, gemäss dem Oberbegriff des Anspruchs 1.

### Stand der Technik

Beim Betrieb eines Abgasturboladers ist dessen Abgasturbine von Seiten der mit ihr verbundenen Brennkraftmaschine relativ hohen Temperaturen ausgesetzt. Somit entstehen in den turbinenseitigen Bauteilen, wie z.B. dem Gaseintrittgehäuse, dem Düsenring, dem Abdeckring und dem Gasaustrittgehäuse grosse thermische Spannungen. Da jedes dieser Bauteile einen anderen Abstand zur Brennkraftmaschine besitzt und zudem unterschiedliche Materialien verwendet werden, differieren die Bauteiltemperaturen entsprechend. Die Folge sind unterschiedliche Wärmedehnungen mit Relativbewegungen zwischen den einzelnen Komponenten, welche zu Schraubenbrüchen, Gasleckagen und Bauteilrissen führen können. Deshalb spielt die Ausbildung und Anordnung der Trennstellen von Gaseintrittgehäuse, Gasaustrittgehäuse, Düsenring und Abdeckring eine wesentliche Rolle für die Funktionsfähigkeit eines Abgasturboladers.

Aus der DE-A1-4223496 ist eine Verschraubung des Düsenrings mit dem Gaseintrittgehäuse bekannt. Dazu ist der Innenring des Düsenrings verdickt ausgebildet und mit einem zusätzlichen Flansch versehen, welcher die der Verbindung mit dem Gaseintrittgehäuse dienenden Schrauben aufnimmt.

Aufgrund der einseitigen Verschraubung kann es bei einer solchen Lösung zu irreversiblen Verwerfungen des Düsenrings kommen. Zudem besteht die Gefahr der Ausbildung einer Bypass-Strömung am Aussenring des Düsenrings, wodurch der Wirkungsgrad der Abgasturbine und damit der des Turboladers verringert wird. Wegen der grossen Wärmeentwicklung auf der Turbinenseite sitzen die zur Befestigung des Düsenrings dienenden Schrauben sehr fest und können nur sehr schwer gelöst werden. Damit wird die zum Auswechseln des Düsenrings erforderliche Montagezeit erheblich verlängert, was ein entscheidender Nachteil für die mit dem Abgasturbolader verbundene und in ihrer Leistung von diesem abhängige Brennkraftmaschine ist.

Das EP-B1-191380 zeigt die Abgasturbine eines Abgasturboladers, deren Düsenring durch den Abdeckring gegen das Gaseintrittgehäuse verklemmt wird. Dazu besitzt der Aussenring des Düsenrings eine axiale Auskrugung und der Abdeckring einen korrespondierenden Befestigungsflansch. Letzterer ist durch mehrere Schrauben mit dem Gaseintrittgehäuse verbunden. In Umfangsrichtung wird der Düsenring mittels form-schlüssiger Zentrierbolzen am Gaseintrittgehäuse fixiert.

Beide Lösungen weisen den gemeinsamen Nachteil auf, dass der Düsenring jeweils ein zusätzliches Bauteil zur Anordnung bzw. Aufnahme von Befestigungselementen aufweist. Dadurch ist er aufwendig in der Herstellung und somit relativ teuer. Ausserdem sind sowohl die axiale Auskrugung des Aussenrings als auch der Flansch des Innenrings aufgrund der bereits weiter oben beschriebenen thermischen Spannungen anrissgefährdet, wodurch eine sichere Befestigung des Düsenrings und damit die Funktionsfähigkeit des Turboladers nicht dauerhaft gewährleistet ist.

### Darstellung der Erfindung

Die Erfindung versucht alle diese Nachteile zu vermeiden. Ihr liegt die Aufgabe zugrunde, die Abgasturbine eines Abgasturboladers so auszubilden, dass eine einfache und sichere Befestigung des Düsenrings gewährleistet ist.

Erfindungsgemäss wird dies dadurch erreicht, dass bei einer Vorrichtung gemäss dem Oberbegriff des Anspruchs 1, der Düsenring mit seinem Aussenring am Abdeckring und mit seinem Innenring am Gaseintrittgehäuse anliegt. Zwischen dem Aussenring und dem Gaseintrittgehäuse ist ein axialer sowie zwischen dem Aussenring und dem Gasaustrittgehäuse ein radialer Dehnungsspalt ausgebildet.

Die Vorteile der Erfindung liegen darin begründet, dass der Düsenring lediglich diagonal zwischen dem Gasaustrittgehäuse und dem Gaseintrittgehäuse verspannt ist. Aufgrund dieser Befestigung erfolgt der Kraftfluss im Düsenring ausgehend vom Abdeckring über den Aussenring, die Leitschaufeln und den Innenring, bis hin zum Gaseintrittgehäuse. Durch die beiden Dehnungsspalte kann sich der Düsenring sowohl in radiale als auch in axiale Richtung frei ausdehnen. Diese diagonale Verspannung des Düsenrings schafft die Voraussetzung für freie Wärmedehnungen zwischen den turbinenseitigen Bauteilen, so dass entweder keine thermischen Spannungen auftretenden oder diese ausgeglichen werden können.

Anrissgefährdete, den Düsenring versteifende Bauteile sind nicht vorhanden. Er ist somit relativ weich, d.h. elastisch ausgebildet und wirkt gewissermassen als Membran zwischen den ihn umgebenden Bauteilen. Da der Düsenring keine Befestigungsflansche besitzt ist er einfach und preisgünstig zu fertigen. Weil demzufolge zu seiner Befestigung keine Schrauben erforderlich sind, wird auch bei Montage und Demontage Arbeitszeit gespart. Als zusätzlicher Vorteil kann der Düsenring nunmehr von beiden Seiten, d.h. sowohl verdichterseitig als auch von Seiten der Brennkraftmaschine montiert werden.

Es ist besonders zweckmässig, wenn am Gasaustrittgehäuse eine Dichtfläche zum Gaseintrittgehäuse angeordnet ist. Radial ausserhalb der Dichtfläche ist zwischen dem Gasaustritt- sowie dem Gaseintrittgehäuse ein Montagespalt ausgebildet. Aufgrund dieser

Ausbildung wird zwischen Gaseintritt- und Gasaustrittsgehäuse eine gute Abdichtung erreicht.

Ferner ist es vorteilhaft, wenn die Spaltweite des axialen bzw. des radialen Dehnungsspalts grösser/gleich der maximalen Wärmedehnung von Aussenring und Gaseintrittsgehäuse bzw. von Aussenring und Gasaustrittsgehäuse ausgebildet ist.

Auf diese Weise wird sichergestellt, dass der Düsenring bei allen Betriebszuständen der Abgasturbine seine elastische Form behält, d.h. keine Spannungen auftreten. Im Extremfall kann der Aussenring in axialer Richtung am Gaseintrittsgehäuse und in radialer Richtung am Gasaustrittsgehäuse leicht anliegen, ohne dass die entstehende Pressung zu einer Materialabnutzung führt. Dies hat den Vorteil, dass Gasleckagen verhindert werden können.

Schliesslich weist sowohl der Aussen- als auch der Innenring jeweils eine deutlich geringere Materialdicke auf, als der Abdeckring bzw. das Gaseintrittsgehäuse. Die sich daraus ergebenden minimalen Wanddickenunterschiede zwischen den Leitschaufeln des Düsenrings und seinem Aussen- bzw. Innenring haben nur geringe Wärmespannungen zur Folge.

Besonders vorteilhaft ist es, wenn Aussen- und Innenring aus Blech hergestellt sind. Damit kann der Düsenring sehr einfach und preisgünstig gefertigt werden.

In einer zweiten Ausgestaltungsform der Erfindung ist am Gaseintrittsgehäuse ein sowohl mit diesem als auch mit dem Gasaustrittsgehäuse in axialer Richtung formschlüssiges Klemmsegment angeordnet und mit Ausnehmungen für die Verbindungselemente versehen. Zwischen dem Gaseintrittsgehäuse und dem Klemmsegment ist zumindest ein radialer Spalt ausgebildet. Im Gegensatz zur ersten Ausgestaltungsform können auf diese Weise auch die Wärmedehnungen des Gaseintrittsgehäuses kompensiert werden. Demzufolge wird die Verbindungsstelle von Gaseintritt- und Gasaustrittsgehäuse entlastet, so dass deutlich niedrigere Betriebsspannungen auftreten. Aus diesem Grund ist die Lösung insbesondere auch für thermisch hochbelastete Turbolader geeignet.

### Kurze Beschreibung der Zeichnung

In der Zeichnung sind zwei Ausführungsbeispiele der Erfindung anhand der Axialturbine eines Abgasturboladers dargestellt.

Es zeigen:

- Fig. 1 einen Teillängsschnitt des Abgasturboladers im Bereich der Abgasturbine;
- Fig. 2 einen vergrösserten Ausschnitt von Fig. 1, im Bereich des Aussenrings;
- Fig. 3 eine Darstellung entsprechend Fig. 1, jedoch in einem zweiten Ausführungsbeispiel.

Es sind nur die für das Verständnis der Erfindung wesentlichen Elemente gezeigt. Nicht dargestellt sind

beispielsweise die Brennkraftmaschine und die Verdichterseite des Abgasturboladers. Die Strömungsrichtung des Arbeitsmittels ist mit Pfeilen bezeichnet.

### 5 Weg zur Ausführung der Erfindung

Die Abgasturbine eines Turboladers weist ein von einem Gaseintritt- und einem Gasaustrittsgehäuse 1, 2 gebildetes Turbinengehäuse 3 auf, welches mittels als Schrauben ausgebildeter Verbindungselemente 4 zusammengehalten wird. Im Turbinengehäuse 3 ist ein von einer Welle 5 getragenes Turbinenlaufrad 6 mit Laufschaufeln 7 angeordnet. Das Turbinenlaufrad 6 wird nach aussen von einem als Diffusor ausgebildeten Abdeckring 8 begrenzt, welcher seinerseits durch Schrauben 9 am Gasaustrittsgehäuse 2 befestigt ist. Zwischen dem Turbinenlaufrad 6 und dem Turbinengehäuse 3 ist ein Strömungskanal 10 ausgebildet, welcher die Abgase eines nicht dargestellten, mit dem Turbolader verbundenen Dieselmotors aufnimmt und zum Turbinenlaufrad 6 weiterleitet. Natürlich kann auch eine andere Brennkraftmaschine mit dem Turbolader verbunden sein.

Stromauf des Turbinenlaufrades 6 ist im Strömungskanal 10 ein aus einem Aussenring 11, einem Innenring 12 sowie einer Anzahl dazwischen ausgebildeter Leitschaufeln 13 bestehender und als Gussteil ausgebildeter Düsenring 14 angeordnet. Letzterer ist axial zwischen dem Abdeckring 8 und dem Gaseintrittsgehäuse 1 verspannt sowie radial innerhalb des Gasaustrittsgehäuses 2 angeordnet. Dazu liegt der Düsenring 14 mit seinem Aussenring 11 am Abdeckring 8 und mit seinem Innenring 12 am Gaseintrittsgehäuse 1 an. Sowohl sein Aussen- als auch der Innenring 11, 12 weisen jeweils eine deutlich geringere Materialdicke als der Abdeckring 8 bzw. das Gaseintrittsgehäuse 1 auf (Fig. 1). Natürlich kann der Düsenring 14 auch aus anderen Materialien, wie beispielsweise aus Blech- oder Stahlprofilen gefertigt werden oder aus Keramik bestehen.

Zwischen dem Aussenring 11 und dem Gaseintrittsgehäuse 1 ist ein axialer Dehnungsspalt 15 sowie zwischen dem Aussenring 11 und dem Gasaustrittsgehäuse 2 ein radialer Dehnungsspalt 16 ausgebildet. Die Spaltweite der Dehnungsspalte 15, 16 ist grösser als die maximale Wärmedehnung von Aussenring 11 und Gaseintrittsgehäuse 1 bzw. von Aussenring 11 und Gasaustrittsgehäuse 2. Dabei beträgt das Verhältnis der Spaltweite des radialen Dehnungsspalt 16 zur Spaltweite des axialen Dehnungsspalt 15 etwa 4:1. Dieses Verhältnis ergibt sich aus den radialen und den axialen Abmessungen des Düsenrings 14. Natürlich können die Spaltweiten auch der maximalen Wärmedehnung der beteiligten Bauteile entsprechen.

In Fig. 2 ist ein vergrösserter Ausschnitt von Fig. 1 dargestellt, welcher die Grössenverhältnisse der Spaltweiten in etwa verdeutlicht. Am radial inneren Bereich des Gasaustrittsgehäuses 2 ist eine Dichtfläche 17 zum Gaseintrittsgehäuse 1 ausgebildet. Radial ausserhalb

dieser Dichtfläche 17 ist zwischen dem Gasaustrittsgehäuse 2 sowie dem Gaseintrittsgehäuse 1 ein Montage-spalt 18 angeordnet.

Der Innenring 12 ist mittels mehreren als Stifte ausgebildeten Positionierlementen 19 verdrehsicher am Gaseintrittsgehäuse 1 abgestützt. Zur Aufnahme der Stifte 19 besitzt der Innenring 12 an seiner stromaufwärtigen Seite eine entsprechende Anzahl von Verdickungen 20 mit ersten Ausnehmungen 21, während das Gaseintrittsgehäuse 1 damit korrespondierende, zweite Ausnehmungen 22 aufweist. Jede der in den Verdickungen 20 angeordneten ersten Ausnehmungen 21 weist im Bereich des Stiftes 19 zusätzlich einen inneren Spalt 23 auf (Fig. 1).

Beim Betrieb des Dieselmotors gelangen dessen heisse Abgase über das Gaseintrittsgehäuse 1 bzw. den darin angeordneten Strömungskanal 10 zum Turbinenlaufrad 6 der Abgasturbine. Dabei hat der Düsenring 14 die Aufgabe, die Abgase optimal auf die Laufschaufeln 7 des Turbinenlaufrades 6 zu leiten. Das somit angetriebene Turbinenlaufrad 6 sorgt seinerseits für den Antrieb des mit ihm verbundenen, nicht dargestellten Verdichters. Die im Verdichter komprimierte Luft wird zur Aufladung, d.h. zur Leistungssteigerung des Dieselmotors eingesetzt.

Der direkt im Strömungskanal 10 angeordnete Düsenring 14 ist bei diesem Vorgang den hohen Abgastemperaturen ausgesetzt. Weil seine Leitschaufeln 13 relativ dünn sind und der gesamte Düsenring 14 zudem eine wesentlich geringere Masse als das Gaseintrittsgehäuse 1, das Gasaustrittsgehäuse 2 bzw. der Abdeckring 8 besitzt, erfährt der Düsenring 14 einen deutlich grösseren Temperaturanstieg als die genannten, ihn umgebenden Bauteile.

Durch die erfindungsgemässe Ausbildung des radialen und des axialen Dehnungsspalt 16, 15 kann sich der Aussenring 11 des Düsenrings 14 entsprechend den konkreten Betriebsbedingungen sowohl in radialer als auch in axialer Richtung frei ausdehnen. Dabei wird der wesentlich grösseren radialen Ausdehnung des Materials im Bereich zwischen dem Aussenring 11 und dem Gasaustrittsgehäuse 2, gegenüber der möglichen axialen Ausdehnung von Aussenring 11 und Gaseintrittsgehäuse 1 durch das o.g. Verhältnis der Spaltweiten von etwa 4:1 Rechnung getragen. Auf diese Weise können die sich zwischen dem Abdeckring 8, dem Gaseintrittsgehäuse 1, dem Gasaustrittsgehäuse 2 sowie dem Düsenring 14 ausbildenden thermischen Spannungen ausgeglichen werden. Der Düsenring 14 ist so zum einen diagonal zwischen dem Abdeckring 8 und dem Gaseintrittsgehäuse 1 verspannt und wirkt zum anderen als Membran zwischen den ihn umgebenden Bauteilen. Durch die Ausbildung des Montagespalts 18 liegt die Dichtfläche 17 stets am Gaseintrittsgehäuse 1 an. Die Dichtfläche 17 verhindert eine Abgasleckage an die Umgebung. Bei Verwendung von Blech als Material für den Düsenring 14 wird dessen flexible Ausbildung zusätzlich unterstützt.

Entspricht die Spaltweite des axialen und die des radialen Dehnungsspalt 15, 16 der maximalen Wärmedehnung von Aussenring 11 und Gaseintrittsgehäuse 1 bzw. von Aussenring 11 und Gasaustrittsgehäuse 2, so liegt der Aussenring 11 bei Vollast des Dieselmotors axial am Gaseintrittsgehäuse 1 und radial am Gasaustrittsgehäuse 2 an. Dadurch werden die Dehnungsspalte 15, 16 während dem Betrieb der Abgasturbine verschlossen. Somit kann kein Abgas in den zwischen dem Aussenring 11, dem Gasaustrittsgehäuse 2 und dem Diffusor 8 ausgebildeten Hohlraum eindringen. Auf diese Weise werden sowohl Störungen der Abgasströmung als auch Spaltverluste vermieden, was einen höheren Wirkungsgrad zur Folge hat.

In einem zweiten Ausführungsbeispiel ist am Gaseintrittsgehäuse 1 ein sowohl mit diesem als auch mit dem Gasaustrittsgehäuse 2 axial formschlüssiges Klemmsegment 24 angeordnet und mit als Bohrungen ausgebildeten Ausnehmungen 25 für die Schrauben 4 versehen. Zwischen dem Klemmsegment 24 und dem Gaseintrittsgehäuse 1 sind radiale Spalte 26 ausgebildet (Fig. 3). Dadurch kann sich auch das Gaseintrittsgehäuse 1 ohne Erhöhung seiner Betriebsspannungen radial ausdehnen. Die weitere Anordnung und Funktion der Bauteile ist analog dem ersten Ausführungsbeispiel.

#### Bezugszeichenliste

1	Gaseintrittsgehäuse
2	Gasaustrittsgehäuse
3	Turbinengehäuse
4	Verbindungselement, Schraube
5	Welle
6	Turbinenlaufrad
7	Laufschaufel
8	Abdeckring, Diffusor
9	Schraube
10	Strömungskanal
11	Aussenring
12	Innenring
13	Leitschaufel
14	Düsenring
15	axialer Dehnungsspalt
16	radialer Dehnungsspalt
17	Dichtfläche
18	Montagespalt
19	Positionierlement, Stift
20	Verdickung, von 12
21	Ausnehmung, erste
22	Ausnehmung, zweite
23	Spalt, innen
24	Klemmsegment
25	Ausnehmung, Bohrung
26	Spalt, radial

# Patentansprüche

1. Abgasturbine eines Abgasturboladers, hauptsächlich bestehend aus

a) einem Gaseintritt- und einem Gasaustrittsgehäuse (1, 2), welche mittels Verbindungselementen (4) zu einem Turbinengehäuse (3) verbunden sind,  
b) einem im Turbinengehäuse (3) angeordneten und von einer Welle (5) getragenen Turbinenlaufrad (6),  
c) einem im Gasaustrittsgehäuse (2) befestigten Abdeckring (8) des Turbinenlaufrades (6),  
d) einem stromauf des Turbinenlaufrades (6), axial zwischen Abdeckring (8) und Gaseintrittsgehäuse (1) sowie radial innerhalb des Gasaustrittsgehäuses (2) angeordneten Düsenring (14), welcher aus einem Aussenring (11), einem Innenring (12) sowie einer Anzahl dazwischen ausgebildeter Leitschaufeln (13) besteht, wobei der Innenring (12) mittels Positionierlementen (19) verdrehsicher am Gaseintrittsgehäuse (1) abgestützt ist,

dadurch gekennzeichnet, dass

e) der Düsenring (14) mit seinem Aussenring (11) am Abdeckring (8) und mit seinem Innenring (12) am Gaseintrittsgehäuse (1) anliegt,  
f) zwischen dem Aussenring (11) und dem Gaseintrittsgehäuse (1) ein axialer Dehnungsspalt (15) sowie zwischen dem Aussenring (11) und dem Gasaustrittsgehäuse (2) ein radialer Dehnungsspalt (16) ausgebildet ist.

2. Abgasturbine nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass am Gasaustrittsgehäuse (2) eine Dichtfläche (17) zum Gaseintrittsgehäuse (1) angeordnet und radial ausserhalb der Dichtfläche (17) ein Montagespalt (18) zwischen Gaseintrittsgehäuse (1) sowie Gasaustrittsgehäuse (2) ausgebildet ist.

3. Abgasturbine nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, dass die Spaltweite des axialen bzw. des radialen Dehnungsspalts (15, 16) grösser/gleich der maximalen Wärmedehnung von Aussenring (11) und Gaseintrittsgehäuse (1) bzw. von Aussenring (11) und Gasaustrittsgehäuse (2) ausgebildet ist.

4. Abgasturbine nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, dass sowohl der Aussen- als auch der Innenring (11, 12) jeweils eine deutlich geringere Materialdicke aufweisen als der Abdeckring (8) bzw. das Gaseintrittsgehäuse (1).

5. Abgasturbine nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet,

zeichnet, dass sowohl der Aussen- als auch der Innenring (11, 12) aus Blech bestehen.

6. Abgasturbine nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, dass am Gaseintrittsgehäuse (1) ein sowohl mit diesem als auch mit dem Gasaustrittsgehäuse (2) in axialer Richtung formschlüssiges Klemmsegment (24) angeordnet und mit Ausnehmungen (25) für die Verbindungselemente (4) versehen ist.

7. Abgasturbine nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, dass zwischen dem Gaseintrittsgehäuse (1) und dem Klemmsegment (24) zumindest ein radialer Spalt (26) ausgebildet ist.

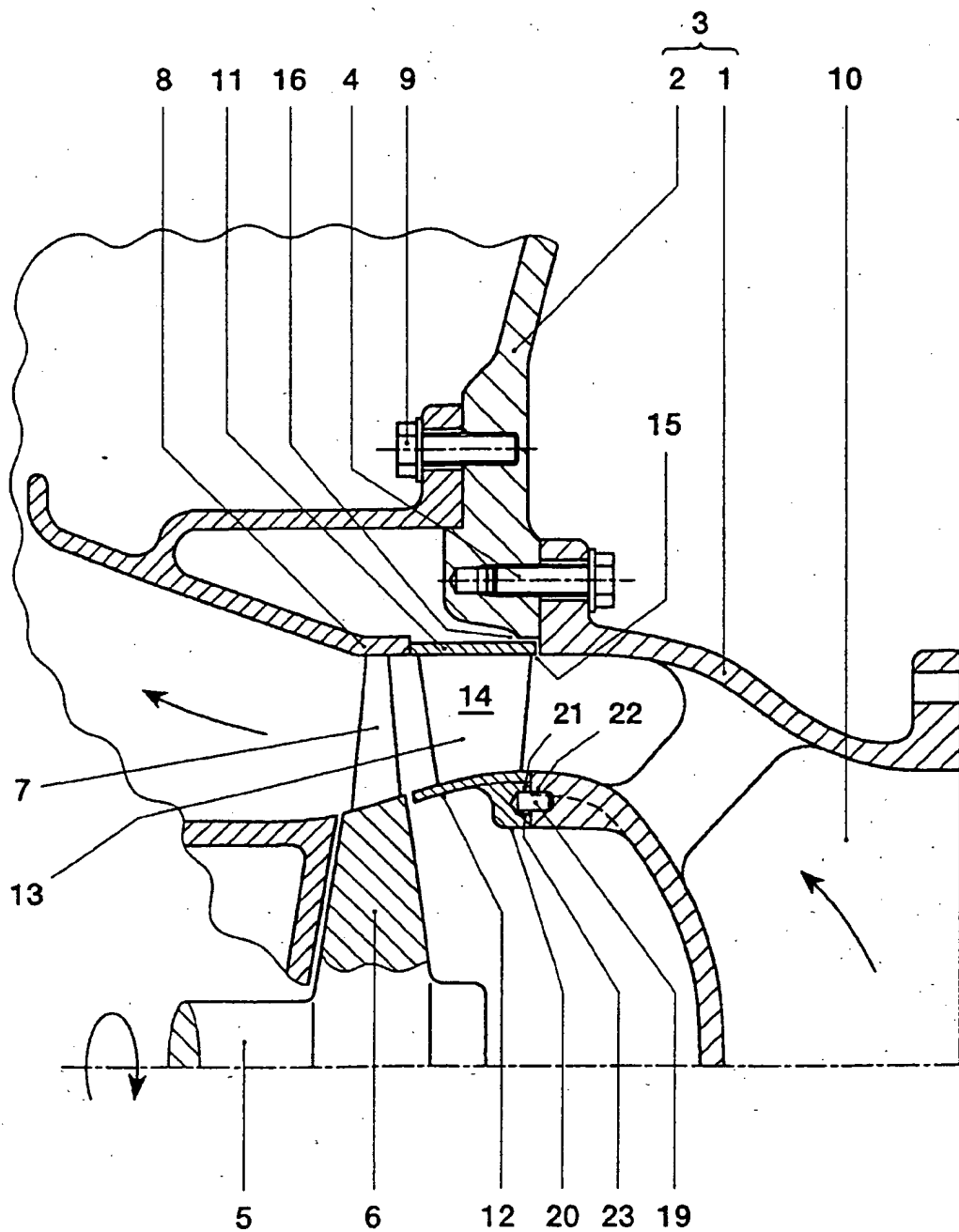


FIG. 1

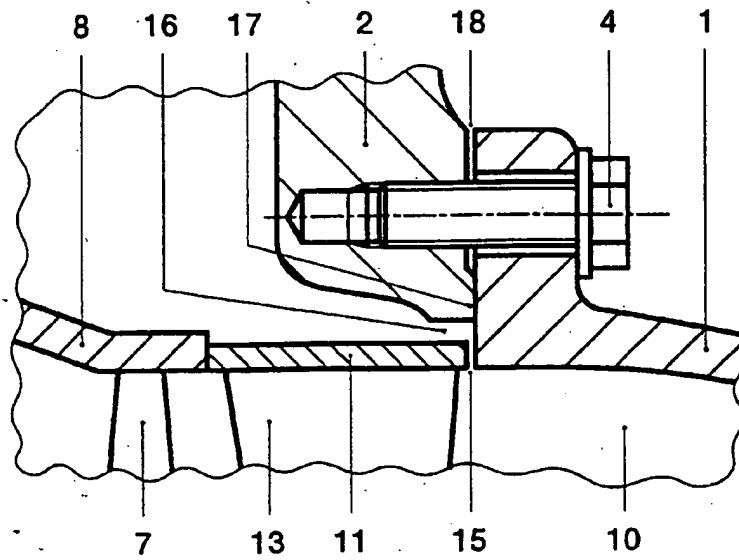


FIG. 2

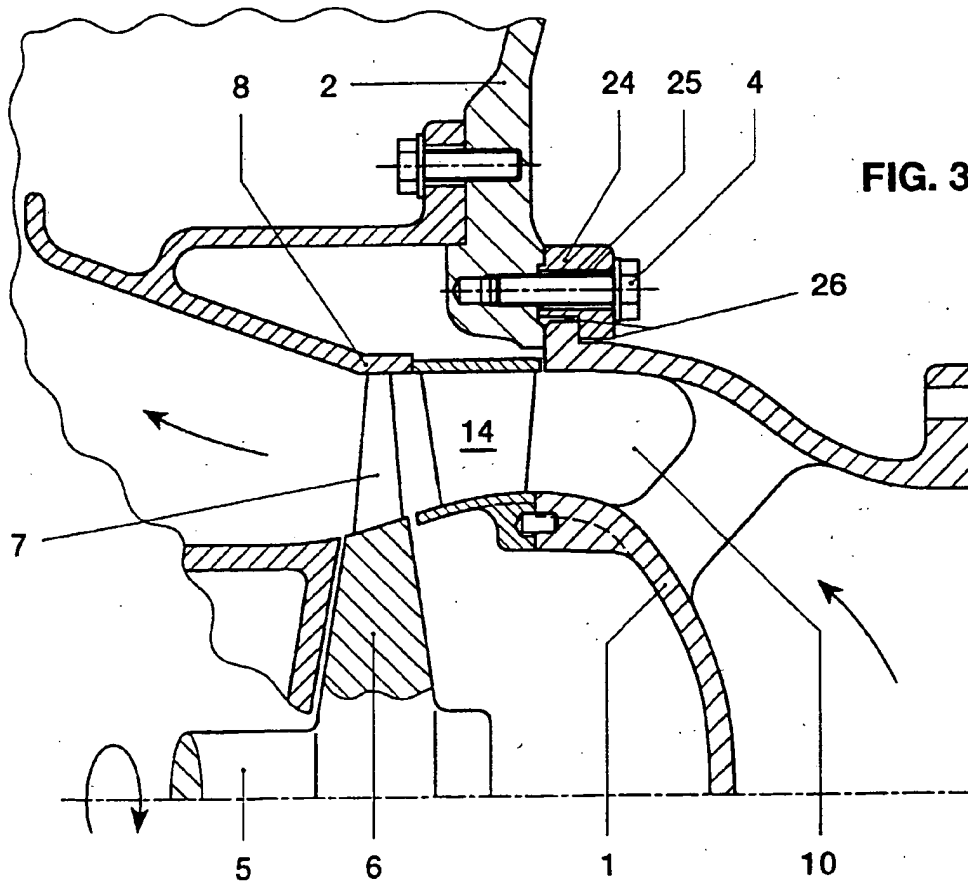


FIG. 3



Europäisches  
Patentamt

# EUROPÄISCHER RECHERCHENBERICHT

Nummer der Anmeldung  
EP 97 81 0216

EINSCHLÄGIGE DOKUMENTE			
Kategorie	Kennzeichnung des Dokuments mit Angabe, soweit erforderlich, der maßgeblichen Teile	Betrifft Anspruch	KLASSIFIKATION DER ANMELDUNG (Int.Cl.6)
X	DE 928 746 C (OTTO MANG)	1-4	F01D25/24
Y	* Abbildung *	6,7	
Y	US 5 395 211 A (JOHNSON THOMAS E) 7.März 1995 * Abbildung 1 *	6,7	
A	US 4 477 086 A (FEDER ERNEST ET AL) 16.Oktober 1984 * Zusammenfassung *	1	
A	US 5 423 659 A (THOMPSON RALPH J) 13.Juni 1995 * Zusammenfassung *	1	
Der vorliegende Recherchenbericht wurde für alle Patentansprüche erstellt			RECHERCHIERTE SACHGEBIETE (Int.Cl.6)
			F01D
Recherchenamt		Prüfer	
DEN HAAG		Argentini, A	
Abchlußdatum der Recherche			
19.August 1997			
KATEGORIE DER GENANNTEN DOKUMENTE			
<p>X : von besonderer Bedeutung allein betrachtet</p> <p>Y : von besonderer Bedeutung in Verbindung mit einer anderen Veröffentlichung derselben Kategorie</p> <p>A : technologischer Hintergrund</p> <p>O : nichtschriftliche Offenbarung</p> <p>P : Zwischenliteratur</p>		<p>T : der Erfindung zugrunde liegende Theorien oder Grundsätze</p> <p>E : älteres Patentdokument, das jedoch erst am oder nach dem Anmeldedatum veröffentlicht worden ist</p> <p>D : in der Anmeldung angeführtes Dokument</p> <p>L : aus andern Gründen angeführtes Dokument</p> <p>&amp; : Mitglied der gleichen Patentfamilie, übereinstimmendes Dokument</p>	

EPO FORM 1503 D12 (P/04/01)